

чивости автомобиля.

2. Наиболее применимыми при расчётах параметров управляемости и устойчивости автомобиля представляются полуэмпирические одномерные модели шин вследствие их наиболее полного удовлетворения требованиям, предъявляемым к ним со стороны математической модели автомобиля.

Литература

1. Красавин П.А., Лукьянов М.Н., Надеждин В.С. Ограничение скорости при криволинейном движении с учётом наклона плоскости качения управляемых колёс // Сборник материалов 79-й международной научно-технической конференции ААИ, НГТУ, 2012г.
2. Красавин П.А., Смирнов А.О., Тимаев Д.М. О необходимости управления давлением воздуха в шинах легковых автомобилей // Известия МГТУ «МАМИ», 2013г.
3. Бернацкий В.В., Зверев И.Н. Универсальный шинный тестер. // «Автомобильная промышленность» № 6, 1991г.

Подготовка исходных данных для модернизации гусеничного трактора общего назначения ДТ-175С в ходе капитального ремонта

к.т.н. проф. Крумбольдт Л.Н., Зенин А.С., к.т.н. Головашкин Ф.П.
Университет машиностроения, ОАО «ММЗ»
8 (495) 223-05-23 доб. 1527, trakvc@mami.ru

Аннотация. В статье определяется возможность установки на гусеничном тракторе ДТ-175С гидромеханической трансмиссии с двухпоточным механизмом передач и поворота I группы (полнопоточной при прямолинейном движении и двухпоточной при повороте). В дополнительный привод к суммирующим планетарным рядам предусматривается включение гидрообъемной передачи ГСТ-90 с установочной мощностью, равной мощности дизельного двигателя СМД-66. Составлена кинематическая схема трансмиссии, и рассмотрены прямолинейное движение и поворот трактора.

Ключевые слова: двухпоточный механизм передач и поворота (МПП), гидрообъемная трансмиссия, фрикционное включение, суммирующие планетарные ряды (СПР)

Трансмиссии с двухпоточным механизмом передач и поворота (МПП) получили распространение на быстроходных гусеничных машинах [1-5].

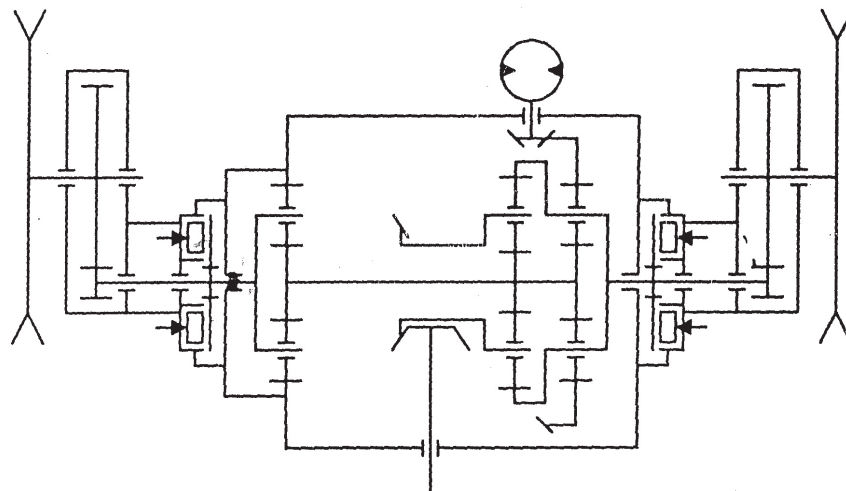


Рисунок 1. Кинематическая схема гусеничного трактора Challenger-65

Гусеничные машины, оснащенные такими трансмиссиями, более совершенны. В них значительно улучшены маневренность, легкость управления, эргономика водителя (экипа-

жа), они имеют небольшие габариты, высокий КПД и надежны в условиях длительной эксплуатации.

В настоящее время трансмиссии с двухпоточным МПП находят применение на гусеничных тракторах различного назначения и прежде всего на сельскохозяйственных [3].

На рисунке 1 представлена кинематическая схема трансмиссии с двухпоточным МПП и гидрообъемным механизмом в дополнительном приводе сельскохозяйственного гусеничного трактора Challenger-65. Конструкция его суммирующих планетарных рядов (СПР) содержит три планетарных ряда, в которых водило первого планетарного ряда – ведущее, водила второго и третьего планетарных рядов – ведомые, а эпицикл второго планетарного ряда – управляемое звено.

На рисунке 2 дана кинематическая схема трансмиссии сельскохозяйственного гусеничного трактора фирмы John Deer, у которого два планетарных ряда образуют СПР, солнечные шестерни которых являются ведущими, водила – ведомыми, эпициклы – управляемыми звеньями.

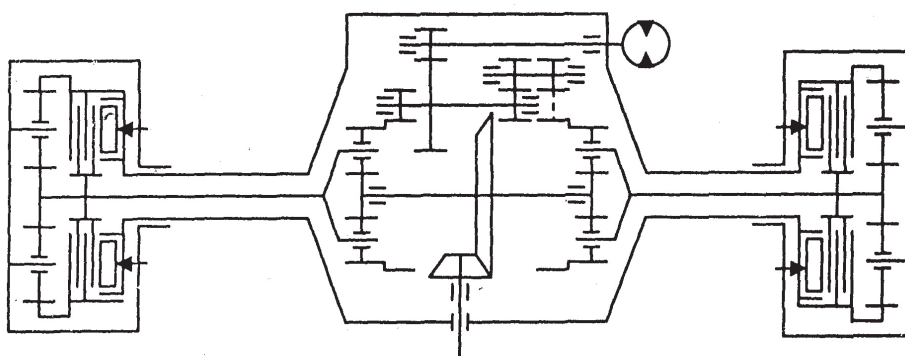


Рисунок 2. Кинематическая схема трансмиссии с двухпоточным МПП гусеничного трактора John Deer

На рисунке 3 представлена обобщенная схема МПП, включающая входной редуктор 1, разветвляющий вал 2, коробку передач (КП) 3, СПР 4 и дополнительный привод к солнечным шестерням СПР 5. Ведущими звеньями суммирующих планетарных рядов служат эпициклы (коронные шестерни), кинематически жестко связанные с ведомым валом КП.

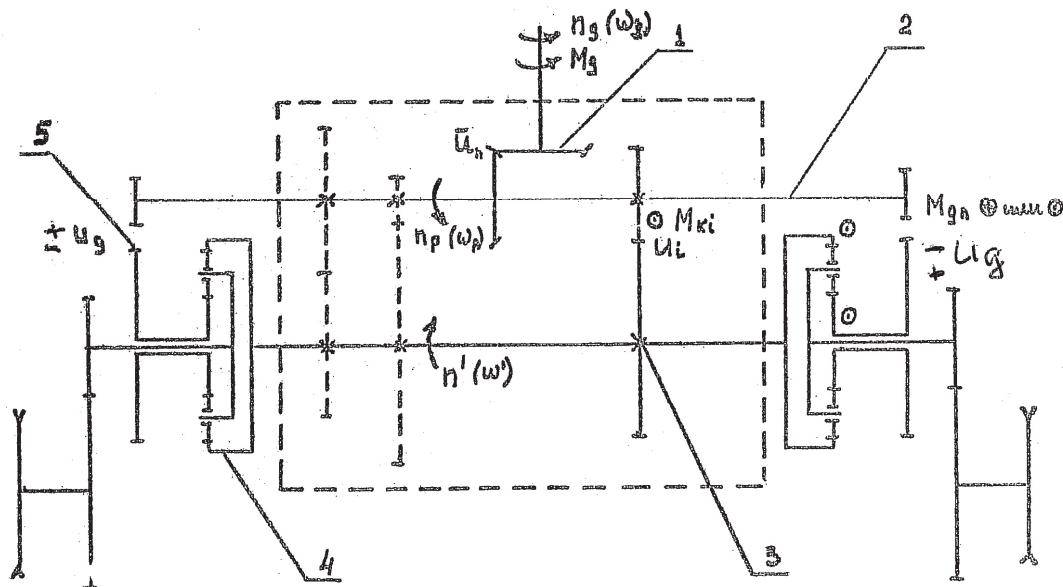


Рисунок 3. Обобщенная схема двухпоточного МПП

Водила, являясь ведомыми звеньями, передают суммарную мощность двигателя на ведущие колеса гусеничного движителя через бортовые (конечные) передачи; солнечные шестерни СПР выполняют функцию управляемых звеньев. Они через дополнительный привод конструктивно жестко связываются с двигателем с постоянным передаточным числом. Угло-

вая скорость эпициклов – величина переменная и зависит от включенной передачи КП.

Угловые скорости солнечных шестерен СПР в криволинейном движении гусеничной машины сохраняют величину постоянную (при постоянной частоте вращения вала двигателя). Поэтому при повороте машины на различных включенных передачах КП возникают разные соотношения поступательных скоростей забегающей и отстающей гусениц гусеничного движителя, а следовательно, и разные по величине радиусы ее поворота, увеличиваясь с повышением ступени коробки передач.

По работе дополнительного привода двухпоточного механизма передач и поворота при прямолинейном движении различают [2]:

- однопоточные МПП с остановленными солнечными шестернями СПР или МПП I-ой группы;
- с разветвлением потока мощности или МПП II-ой группы;
- с циркуляцией потока мощности или МПП III-ей группы.

Проведем анализ работы трансмиссии с двухпоточным МПП при прямолинейном движении машины (см. рисунок 3).

Передаточное число от двигателя к разветвляющему валу равно:

$$u_{\Pi} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{р}}}, \quad (1)$$

где: $\omega_{\text{дв}}$ и $\omega_{\text{р}}$ - угловые скорости соответственно вала двигателя и разветвляющего вала.

Передаточное число от разветвляющего вала к солнечным шестерням СПР равно:

$$u_{\text{д}} = \pm \frac{\omega_{\text{р}}}{\omega_{\text{а}}}, \quad (2)$$

где: $\omega_{\text{а}}$ - угловая скорость солнечных шестерен СПР.

Знак «+» ставится, если солнечные шестерни СПР вращаются в направлении вращения эпициклов, знак «-» - при вращении солнечных шестерен СПР в направлении противоположном вращению эпициклов.

Передаточное число от разветвляющего вала к эпициклам СПР (передаточное число КП МПП на i -ой передаче) равно:

$$u_{ki} = \pm \frac{\omega_{\text{р}}}{\omega_{\text{с}}}, \quad (3)$$

где: $\omega_{\text{с}}$ - угловая скорость вращения эпициклов.

Передаточное число двухпоточного МПП ($u_{\text{МПП}}$) определим из рис. 3.

Работа двухпоточного МПП описывается уравнением кинематики суммирующих планетарных рядов:

$$\omega_{\text{а}} + \omega_{\text{с}} \cdot k = \omega_{\text{в}} \cdot (1 + k), \quad (4)$$

где: $\omega_{\text{в}}$ - угловая скорость водила СПР;

$k = \frac{z_{\text{с}}}{z_{\text{а}}}$ – характеристика планетарных рядов (внутреннее передаточное число при остановленном водиле), $z_{\text{с}}$ - число зубьев эпицикла; $z_{\text{а}}$ - число зубьев солнечной шестерни.

Характеристика планетарного ряда: $1,5 \leq k \leq 4,5$.

Угловые скорости солнечной шестерни и эпицикла СПР:

$$\omega_{\text{а}} = \pm \frac{\omega_{\text{дв}}}{u_{\Pi} \cdot u_{\text{д}}}; \quad \omega_{\text{с}} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{u_{\Pi} \cdot u_{ki}}. \quad (5)$$

Подставив (5) в (4), находим передаточное число МПП по выражению:

$$u_{\text{МПП}} = \pm \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{с}}} = \frac{u_{\text{п}} \cdot u_{\text{д}} \cdot u_{ki} \cdot (1+k)}{u_{\text{д}} \pm u_{ki}}. \quad (6)$$

Для гусеничных машин, оснащенных трансмиссией с однопоточным МПП (первой группы), при прямолинейном движении $u_{\text{д}} = \infty$ ($\omega_{\text{а}} = 0$). Тогда:

$$u_{\text{МПП}_I} = u_{\text{п}} \cdot u_{ki} \cdot \frac{1+k}{k}, \quad (7)$$

где: $\frac{1+k}{k}$ - передаточное число СПР при прямолинейном движении.

Согласно (7), основной привод МПП нагружается полной мощностью двигателя.

Передаточное число трансмиссии с МПП I группы при прямолинейном движении:

$$u_{T_I} = u_{\text{п}} \cdot u_{ki} \cdot \frac{1+k}{k} \cdot u_{\text{бп}}, \quad (8)$$

где: $u_{\text{бп}}$ - передаточное число бортовой (конечной) передачи.

Из уравнения (7) в трансмиссии гусеничной машины с МПП с разветвлением потока мощности двигателя (II группы) при прямолинейном движении $u_{\text{д}} = +\frac{\omega_{\text{р}}}{\omega_{\text{а}}}$, поэтому:

$$u_{\text{МПП}_{II}} = \frac{u_{\text{п}} \cdot u_{\text{д}} \cdot u_{ki} \cdot (1+k)}{u_{\text{д}} + u_{ki}}. \quad (9)$$

Из уравнения (7) в трансмиссии гусеничной машины оснащенной МПП с циркуляцией потока мощности двигателя $u_{\text{д}} = -\frac{\omega_{\text{р}}}{\omega_{\text{а}}}$, следовательно:

$$u_{\text{МПП}_{III}} = \frac{u_{\text{п}} \cdot u_{\text{д}} \cdot u_{ki} \cdot (1+k)}{u_{\text{д}} - u_{ki}}. \quad (10)$$

Определим диапазон изменения передаточного числа МПП. Величина этого показателя определяется из зависимости:

$$d_{\text{МПП}} = \frac{u_{\text{МПП}_I}}{u_{\text{МПП}_m}}, \quad (11)$$

где: $u_{\text{МПП}_I}$ - передаточное число МПП на низшей ступени коробки передач;

$u_{\text{МПП}_m}$ - передаточное число МПП на высшей ступени коробки передач.

Подставляя (6) в (11), после преобразований получим:

$$d_{\text{МПП}} = d_k \cdot \frac{k \cdot u_{\text{д}} \pm u_{km}}{k \cdot u_{\text{д}} \pm u_{k1}}, \quad (12)$$

где: d_k - диапазон изменения передаточного числа коробки передач,

$$d_k = \frac{u_{k1}}{u_{km}}; \quad (13)$$

u_{k1} - передаточное число коробки передач на низшей ступени;

u_{km} - передаточное число коробки передач на высшей ступени.

Из уравнения (12) следует:

- для МПП с остановленными солнечными шестернями СПР при прямолинейном движе-

нии $u_d = \infty$, поэтому, раскрывая неопределенность, получим:

$$d_{\text{МПП}_I} = d_k \cdot \left(\frac{k \cdot u_d \pm u_{km}}{u_d \pm u_{k1}} \right) = d_k. \quad (14)$$

Из полученного выражения следует, что диапазон изменения передаточного числа МПП, а следовательно, и трансмиссии гусеничной машины d_T определяется диапазоном этого показателя КП.

- для МПП с разветвлением потока мощности двигателя при прямолинейном движении гусеничной машины $u_d = +\frac{\omega_p}{\omega_a}$. Тогда искомая зависимость примет вид:

$$d_{\text{МПП}_{II}} = d_k \cdot \frac{k \cdot u_d + u_{km}}{k \cdot u_d + u_{k1}}. \quad (15)$$

Так как $u_{km} < u_{k1}$, то $d_{\text{МПП}_{II}} < d_k$.

Снижение диапазона изменения передаточного числа МПП является существенным недостатком трансмиссии с разветвлением потока мощности.

- в МПП с циркуляцией потока мощности $u_d = -\frac{\omega_p}{\omega_a}$, поэтому искомая зависимость:

$$d_{\text{МПП}_{III}} = d_k \cdot \frac{k \cdot u_d - u_{km}}{k \cdot u_d - u_{k1}}. \quad (16)$$

Так как $u_{km} > u_{k1}$, то $d_{\text{МПП}_{III}} > d_k$.

Повышение диапазона изменения передаточного числа МПП над этим показателем коробки передач является достоинством таких трансмиссий.

Со второй половины XX столетия военные гусеничные машины (ВГМ) оснащаются трансмиссиями с двухпоточными МПП, полнопоточными при прямолинейном движении и двухпоточными дифференциальными механизмами поворота с гидрообъемными передачами в дополнительном приводе (танки, боевые машины пехоты и машины на их базе).

Конструктивно они являются более современными, обеспечивая высокую среднюю скорость и маневренность ВГМ, при этом в механизмах поворота исключают фрикционные устройства управления поворотом машины (дисковые тормоза и блокировочные фрикционы).

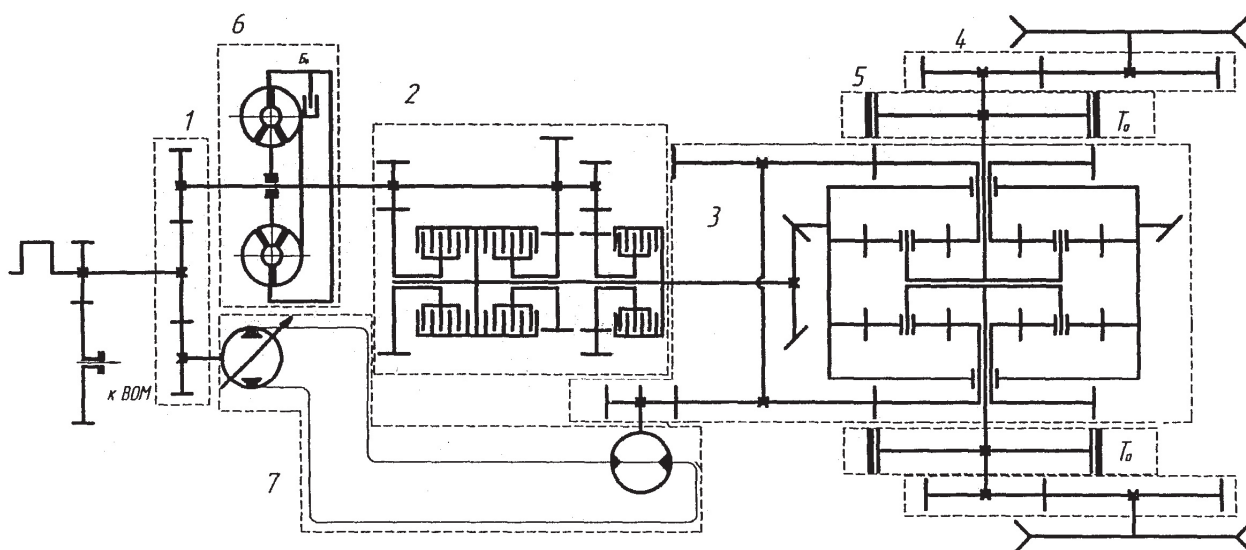


Рисунок 4. Кинематическая схема гидромеханической трансмиссии гусеничного трактора ДТ-175С

Конструкция трансмиссии такого типа может быть рекомендована в качестве серийной для трактора ДТ-175С при капитальном ремонте с наименьшей конструктивной разработкой новых агрегатов и механизмов (см. рисунок 4).

В ходе создания такой трансмиссии сохраняются:

- 1) источник энергии трактора – дизельный двигатель СМД-66 мощностью 125 кВт (170 л.с.) при номинальной частоте вращения вала 1900 мин^{-1} и номинальном крутящем моменте $628 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- 2) задний мост, из которого изымаются тормоза солнечных шестерен одноступенчатого механизма поворота, оставляя главную (центральную) передачу с передаточным числом $u_{ГП} = 2,24$. Планетарные ряды одноступенчатого планетарного механизма поворота трансмиссии серийного трактора станут суммирующими планетарными рядами с характеристикой (внутренним передаточным числом) $k = 2,42$. Остановочные тормоза будут использоваться только по прямому назначению и в механизм поворота не войдут;
- 3) бортовая передача с передаточным числом $u_{БП} = 5,46$.

Согласно рисунку 4 необходимо:

- к солнечным шестерням СПР подключить дополнительный привод с гидрообъемной передачей ГСТ-90 аксиально-поршневого типа 23-го типоразмера с однотипными гидравлическими машинами [2], рабочий объем которых $V_{ОН} = V_{ОМ} = 89 \text{ см}^3$, максимальная частота вращения – 2700 мин^{-1} , максимальное давление рабочей жидкости в напорной гидролинии 35 МПа, расчетное – $21 \dots 25 \text{ МПа}$. Первая машина выполняет функцию регулируемого насоса, вторая – нерегулируемого реверсивного гидромотора;
- в основной привод мощности «двигатель – ведущие колеса гусеничного движителя» установить однореакторную комплексную гидродинамическую передачу ГТ-400-70 с автоматическим включением блокировочного фрикциона (активный диаметр $D=0,315 \text{ м}$, оптимальная частота вращения насосного колеса $n_H = 2600 \text{ мин}^{-1}$, коэффициент трансформации на стоповом режиме $K_O = 2,8$);
- применить двухступенчатую КП без разрыва потока мощности с фрикционным включением, гидроподжимные муфты, которые работают в масле. Передаточные числа на первой передаче $u_{k1} = 2,32$, на второй $u_{k2} = 1,0$, заднего хода $u_{k33} = 3,0$. Можно использовать КП трансмиссии трактора Т-150К;
- разработать согласующие редукторы к насосу колесу гидродинамической передачи $u_c = 0,73$ и к приводному валу блока цилиндров регулируемого насоса гидрообъемной передачи $u_{c2} = 0,73$;
- исходя из величины минимального относительного радиуса поворота на первой передаче КП $\rho = R/B = 3,5$ (R – радиус поворота; B – ширина колеи гусеничного движителя трактора ДТ-175С). Назначить передаточное число дополнительного привода $u_o = 4,8$.

В ходе прямолинейного движения трактора производительность (подача) регулируемого насоса гидрообъемной передачи ГСГ-90 равна нулю ($Q_H = 0$). Солнечные шестерни СПР остановлены. Мощность двигателя по основному приводу потока передается на ведущие колеса гусеничного движителя, обеспечивая устойчивое прямолинейное движение трактора.

Передаточное число трансмиссии машины составит величину

$$u_{Ti} = u_a \cdot u_{Г} \cdot u_{ki} \cdot u_{ГП} \cdot u_{СПР} \cdot u_{БП}, \quad (17)$$

где: $u_{Г}$ - передаточное отношение гидродинамической передачи;

$$u_{СПР} - \text{передаточное число суммирующих планетарных рядов, } u_{СПР} = \frac{1+k}{k} = 1,41.$$

Передаточное число трансмиссии по исходным данным при включенном блокировочном фрикционе гидродинамической передачи на I передаче $u_{Т1} = 28,8$, на второй - $u_{Т2} =$

12,0. Максимальные скорости движения трактора:

$$V_{1\max} = 0,377 \cdot \frac{n_{gN} \cdot R_{\text{БК}}}{u_{T1}} = 9,0 \text{ км/ч на первой передаче в КП};$$

$$V_{2\max} = 0,377 \cdot \frac{n_{gN} \cdot R_{\text{БК}}}{u_{T2}} = 20 \text{ км/ч на второй передаче,}$$

где: $R_{\text{БК}} = 0,365$ м - радиус ведущего колеса;

n_{gN} - номинальная частота вращения вала двигателя, $n_{gN} = 1900 \text{ мин}^{-1}$.

Рассмотрим криволинейное движение (поворот) трактора ДТ-175С с новой схемой МПП.

Осуществляя поворот трактора, водитель воздействует на привод управления поворотом – штурвал, изменяет производительность регулируемого насоса гидрообъемной передачи. Система «двигатель – МПП» переходит на двухпоточный режим передачи мощности.

Основной поток мощности передается на эпициклы СПР как в прямолинейном движении. При передаче второго потока мощности по дополнительному приводу на СПР солнечная шестерня со стороны отстающей гусеницы будет вращаться в противоположном направлении относительно вращения эпицикла, а солнечная шестерня со стороны забегающей гусеницы будет вращаться с той же угловой скоростью, но в одинаковом направлении с эпициклом, увеличивая скорость волида СПР, а следовательно, и забегающей гусеницы.

Величина радиуса поворота на выбранной передаче будет изменяться от ∞ до минимального значения, увеличиваясь с повышением ступени коробки передач. Стабильность радиуса поворота при движении трактора в тяжелых грунтовых условиях не будет сохраняться. Величина радиуса поворота в этом случае будет зависеть не только от передаточного отношения гидрообъемной передачи $u_{\text{ГОП}}$, но и от передаточного отношения гидродинамической передачи $u_{\text{Г}}$.

На высшей ступени КП радиус поворота (относительный) определяется из формулы:

$$\rho = \frac{R_{\text{БК}}}{B} = \frac{k \cdot u_{\text{д}}}{2u_{ki}} + 0,5, \quad (18)$$

где: $u_{\text{д}}$ - передаточное число дополнительного привода,

$$u_{\text{д}} = u_{c2} \cdot u_{\text{ГОП}} \cdot u_{c3}; \quad (19)$$

$u_{\text{ГОП}}$ - передаточное отношение гидрообъемной передачи с реверсивным гидромотором,

$$-1,0 \leq -u_{\text{ГОП}} \leq 0 \leq +u_{\text{ГОП}} \leq 1,0. \quad (20)$$

В случае движения трактора в тяжелых дорожно-грунтовых условиях гидродинамическая передача переключится на режим работы гидротрансформатора, поэтому:

$$\rho = \frac{k \cdot u_{c2} \cdot u_{\text{ГОП}} \cdot u_{c3}}{u_{c1} \cdot u_{\text{Г}} \cdot u_{k1}} + 0,5, \quad (19)$$

где: u_{c3} - передаточное число цилиндрического редуктора от гидромотора к солнечным шестерням СПР. В этом варианте $\rho = f(u_{\text{Г}} \cdot u_{\text{ГОП}})$.

Возможен поворот трактора с $\rho = R / B = 0,5$ на нейтрале в КП и торможении ведущего вала главной передачи.

Результаты расчетов по исходным данным, представленным в тексте при включенном блокировочном фрикционе гидродинамической передачи, пренебрегая объемными потерями мощности в гидрообъемной передаче ГСТ-90 при максимальной подаче регулируемого насоса ($\eta_{\text{ОН}} = \eta_{\text{ON}} = 0,98$), сведены в таблицу 1.

Результаты расчетов

Показатели	Передачи КП		
	I	II	III
Передаточные числа коробки передач	2,32	1,0	-3,0
Передаточные числа трансмиссии	28,0	12,0	-37,7
Максимальная скорость движения трактора, км, ч	9,0	20,0	6,65
Минимальный относительный радиус поворота трактора	3,5	7,5	2,5
КПД коробки передач	0,97	0,97	0,94

Заключение

Результаты проведенных расчетов могут быть использованы для разработки гидромеханической трансмиссии трактора с двухпоточным МПП первой группы.

Прямолинейное движение трактора устойчиво. Малое время переключения передач в КП и наличие в гидродинамической передаче блокировочного фрикциона значительно повышает КПД трансмиссии и обеспечивает использование трактора в сельском хозяйстве.

Применение КП с фрикционным включением с гидроджимными муфтами, работающими в масле, обеспечивает движение трактора без разрыва потока мощности. В качестве КП может быть использована КП трактора Т-150К.

Использование в дополнительном приводе к солнечным шестерням СПР гидрообъемной передачи обеспечит хорошую управляемость машиной при повороте и исключает использование фрикционных устройств управления. Остановочные тормоза в трансмиссии используются только по прямому назначению. Величина радиуса поворота определяется зависимостью (18) и плавно регулируется от ∞ до минимального значения на выбранной передаче в КП. Радиусы поворота являются расчетными, а центр масс трактора сохраняет скорость прямолинейного движения. Возможен радиус поворота с величиной $R = B / 2$.

При разблокированной гидродинамической передаче радиусы поворота нестабильны и определяются зависимостью (21). Это обстоятельство хотя и ухудшает управляемость машиной, но расширяет область радиусов ее поворота [1, 4, 6].

Литература

1. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. - 752 с.
2. Крумбольдт Л.Н. Механизмы передач и поворота гусеничных тракторов. - М.: МАМИ, 1985. - 48 с.
3. Тракторы. Конструкция. / В.М. Шарипов, Д.В. Апельинский, Л.Х. Арустамов и др.; Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Машиностроение, 2012. – 792 с.
4. Выбор и определение параметров гидромеханических передач. / В.С. Кожевников, А.П. Маринкин, В.В. Серебряков, В.М. Шарипов, Т.М. Шакиров; Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Университет машиностроения, 2012. – 66 с.
5. Стрелков А.Г. Конструкция быстроходных гусеничных машин. – М.: МГТУ «МАМИ», 2005. – 616 с.
6. Крумбольдт Л.Н., Головашкин Ф.П., Стрелков А.Г. Полнопоточные гидрообъемные и двухпоточные гидромеханические трансмиссии самоходных машин. / Под общ. ред. Л.Н. Крумбольдта. - М.: МГТУ «МАМИ», 2010. – 78 с.